

nicht ausreichen, hier wären mehr als 20 l bzw. mehr als 30 l verfügbare Ölmenge auf längere Sicht erwünscht. Eine hydraulische Steckdose sollte eigentlich in der Zukunft an keinem Schlepper fehlen, um beispielsweise auch die Betätigung der Einklappvorrichtung von Bodenbearbeitungsgeräten vom Schleppersitz aus zu ermöglichen.

Die genannten Werte mögen teilweise relativ hoch erscheinen, doch werden sie als realistisch angesehen, weil die Hydrostatik vor allem wegen ihrer großen Freizügigkeit bei der Anordnung der Elemente sowie durch ihre einfache Steuerung, Regelung und Überwachung einen immer größeren Anwendungsbereich bekommt.

Hydraulische Kenndaten	Stand und Tendenz bis 1985	kleine Schlepper bis 25 kW	mittlere Schlepper 25 bis 45 kW	große Schlepper über 45 kW
Installierte hydraulische Leistung [kW]	1976	6	8	12
	Tendenz	9 bis 10	etwa 14	16 bis 18
Volumenstrom [l/min]	1976	18	25	40
	Tendenz	über 30	45 bis 50	über 60
maximaler Betriebsdruck [bar]	1976	160	165	170
	Tendenz	175		
verfügbares Ölvolumen [l]	1976	8	12	20
	Tendenz	über 15	über 20	über 30
hydraulische Steckdose [%]	1976	60	80	95
	Tendenz	100		

Tafel 1. Hydraulische Kenndaten von Ackerschleppern, gegenwärtiger Stand und Entwicklungstendenzen.

Schrifttum

- [1] *Matthies, H.J.*: Entwicklungslinien auf dem Gebiet der Schlepperhydraulik. *Grundl. Landtechnik* Bd. 24 (1974) Nr. 1, S. 31/40.
- [2] *Anonym*: Summary of tests carried out under the OECD tractor code 1967–1975. Organisation for economic cooperation and development, Paris 1976.
- [3] *Anonym*: Ackerschlepper mit OECD-Test – Datenblätter –. Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft, 2. Auflage, Frankfurt 1977.
- [4] *Söhne, W.*: Versuch einer Prognose der Leistung und Produktion der Ackerschlepper sowie ihrer konstruktiven Weiterentwicklung. *Grundl. Landtechnik* Bd. 22 (1972) Nr. 6, S. 161/65.
- [5] *Anonym*: Schlepperzahlen. Angaben der Landmaschinen- und Ackerschlepper-Vereinigung (LAV). *Landtechnik* Bd. 25 bis 32 (1970 bis 1977).
- [6] *Neumann, J.*: Marktmodelle für Traktoren und Mähdscher. Vortrag, John-Deere-Vertrieb, 1976.
- [7] *Isermeyer, H.-G. u. M. Brenndörfer*: KTBL-Arbeitsblatt < Sonderkulturen >. Lfd. Nr. 0154, 1976.
- [8] *Brenndörfer, M.*: KTBL-Arbeitsblatt < Ackerschlepper >. Lfd. Nr. 0155, 1976.
- [9] *Brenndörfer, M.*: Was die KTBL-Schleppertypen-Tabelle aussagt. *Landtechnik* Bd. 32 (1977) Nr. 4, S. 166/70.
- [10] *Regenbogen, H. u. H.-H. Harms*: Hydrostatik in Ackerschleppern und Landmaschinen – Entwicklungstendenzen auf der DLG 1976. *Ölhydraulik + Pneumatik* Bd. 20 (1976) Nr. 8, S. 543/46.
- [11] *Dohne, E. u. M. Brenndörfer*: Use of hydraulic transmission systems in tractors and self-propelled machines. United Nations AGRI/MECH. Report No. 68, 1977.
- [12] *Anonym*: Agricultural Wheel Tractors. (20 Engine HP and Up). *Implement & Tractor, Red Book*, 1976.

Zur Frage der Lenksicherheit von Ackerschleppern mit Anbaugeräten bei Straßenfahrt

Von Karl-Heinz Mertins und Alfred Ulrich, Berlin*)

DK 631.372:629.1.07

Die für Feldarbeiten optimierte Kombination Ackerschlepper–Anbaugerät muß auf dem Transportweg zwischen Betrieb und Einsatzort zwangsläufig am öffentlichen Straßenverkehr teilnehmen, wobei der Fahrer nach subjektiven Kriterien Geschwindigkeiten bis 25 km/h und auch darüber wählen kann. Infolge der Schwingungseigenschaften der Schlepper ist eine Beeinträchtigung des dynamischen Lenkverhaltens zu erwarten, da durch Hub- und Nickschwingungen der Bodenkontakt an den Vorderrädern zeitweilig verringert oder aufgehoben ist.

Die Arbeit wird von der DFG unterstützt.

*) *Dipl.-Ing. Karl-Heinz Mertins und Dipl.-Ing. Alfred Ulrich sind wissenschaftliche Mitarbeiter im Institut für Maschinenkonstruktion, Bereich Landtechnik und Baumaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich) der TU Berlin.*

Die für das Schwingungsverhalten wesentlichen Parameter werden hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die regellos zeitabhängigen, dynamischen Radlasten am Beispiel eines 50 kW-Schleppers theoretisch und experimentell untersucht. Dabei wird die Unzulänglichkeit der bisher bekannten Formeln für "Lenksicherheit" offensichtlich.

1. Allgemeines

War der Ackerschlepper im Anfangsstadium seiner Entwicklung als Pferdeersatz vornehmlich für Zugarbeiten vorgesehen, so ist er nunmehr zur vielseitig einsetzbaren mobilen Energiequelle geworden, zu einem Teil des Systems "Schlepper–Gerät". Die weitere Entwicklung dieses Systems verlangt eine erweiterte Betrachtungsweise insbesondere des dynamischen Verhaltens unter Berücksichtigung erhöhter Fahrgeschwindigkeiten.

Auf dem Schleppermarkt nimmt trotz der Einführung zahlreicher Sonderbauarten (Systemschlepper) nach wie vor die Standardkonzeption eine dominierende Stellung ein. Den Strukturwandlungen

der landwirtschaftlichen Betriebe und Produktionsweisen entsprechend weist dieser Markt einen stetigen Trend zu höheren Motorleistungen auf: Die Durchschnittsleistung der in der Bundesrepublik Deutschland verkauften Schlepper erhöht sich um etwa 1,5 . . . 2 kW pro Jahr [1]. Weniger stark ist das Anwachsen der Schleppermasse [2]: Die Schlepper sollen für Arbeiten mit geringem Zugkraftbedarf – Feldbestellung, Saatzpflege, Pflanzenschutz – möglichst leicht sein, um Schäden durch Bodenverdichtungen [3] gering zu halten. Für Einsatzfälle mit hohem Zugkraftbedarf – Transporte, Bodenbearbeitung – ist eine zusätzliche Ballastierung erforderlich, weil die maximale Zugkraft im wesentlichen von der Belastung der Antriebsräder abhängt. Daß die unterschiedlichen Belastungszustände des Schleppers Auswirkungen auf dessen Fahrsicherheit haben, ist bereits in vorausgegangenen Arbeiten von Richter [4] deutlich gemacht worden.

Die Zuordnung von Schlepper und Gerät darf beim derzeitigen Entwicklungsstand nicht mehr allein nach arbeitstechnischen Gesichtspunkten [5] erfolgen, wie neuere Arbeiten eindrücklich zeigen [6, 7].

2. Lenksicherheit

Ein Fahrzeug hat dann eine ausreichende Lenksicherheit, wenn bei allen Ausrüstungszuständen der Geradeauslauf gewährleistet ist und wenn beabsichtigte, über das Lenkrad eingeleitete Kurskorrekturen vorhersehbare und sinnvolle Fahrzeugreaktionen zur Folge haben. Die physischen und psychischen Beanspruchungen des Fahrers sollten dabei möglichst gering sein. Bild 1 bietet einen Überblick über Möglichkeiten zur Untersuchung und Beschreibung der Lenksicherheit eines Fahrzeugs.

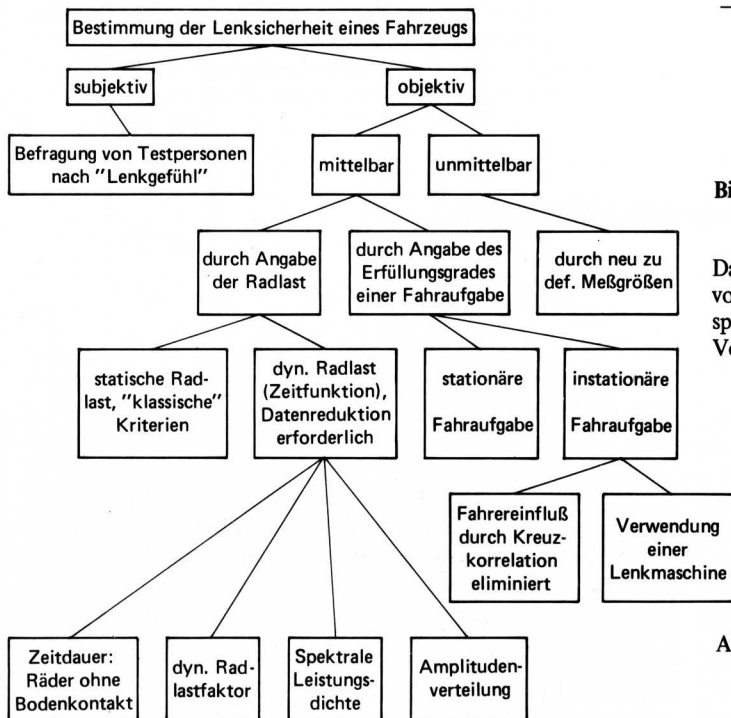


Bild 1. Zur Bestimmung der Lenksicherheit.

Die aus dem Schrifttum bekannten und von einigen Schlepperherstellern zugrundegelegten Kriterien schreiben eine Mindestbelastung der Lenkachse vor. Das erscheint sinnvoll, wenn man sich den Ablauf einer Kursänderung näher ansieht: Nachdem ein Verschwenken der Vorderräder über die Lenkanlage eingeleitet ist, entstehen an den Reifen in geänderter Richtung Seitenkräfte F_S , die das Fahrzeug in die gewünschte Bahn zwingen, sofern die erforderliche Normalkraft (Radlast) F_N vorhanden ist. Als einfacher Ansatz gilt das Coulombsche Reibgesetz

$$F_{S_{\max}} = \mu F_N \quad (1)$$

Die maximal übertragbare horizontale Seitenkraft ist von zwei Größen abhängig: dem primär fahrbahn- und witterungsbedingten Reibbeiwert und der jeweils vorhandenen Radlast. Die zweite Größe wird durch die Fahrzeugkonzeption und, bei Verwendung von Anbaugeräten und Ballastmassen, auch durch den Fahrzeugführer beeinflusst. Außer acht bleiben bei dieser Betrachtungsweise die Eigenschaften der Lenkanlage, von der der Gesetzgeber verlangt, sie müsse "ein leichtes und sicheres Lenken der Zugmaschine gewährleisten" [8].

3. Statische Betrachtungsweise zur Zuordnung von Schlepper und Gerät

Schlepper und Arbeitsgerät bieten in der Seitenansicht, Bild 2, das Bild eines Hebels, dessen Drehachse man sich in der Hinterachse oder im Mittelpunkt der Bodenaufstandsflächen unter den Hinterrädern denken kann.

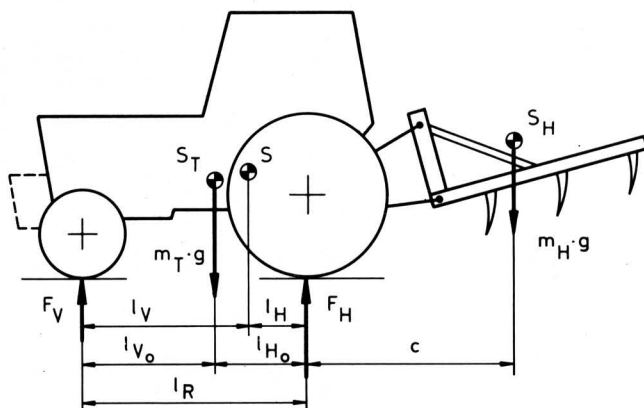


Bild 2. Zur Statik von Schlepper und Anbaugerät.

Das Produkt aus Gewichtskraft und Abstand des Schwerpunkts von der Hinterachse wird als Standmoment M_S eingeführt. Es entspricht dem in [9] als Stabilitätsmoment bezeichneten Produkt aus Vorderachslast und Radstand:

$$M_S = m_T g l_{H0} = F_{V0} l_R \quad (2)$$

In gleicher Weise wird das Moment aus Gewichtskraft des Gerätes und Abstand des Geräteschwerpunkts von der Hinterachse als Lastmoment M_L definiert:

$$M_L = m_H g c \quad (3)$$

Als weitere charakteristische Größen werden die statische Achslastverteilung des Schleppers allein (ggf. mit Ballastierung)

$$X_0 = \frac{l_{H0}}{l_{V0}} = \frac{F_{V0}}{F_{H0}} \quad (4)$$

und der Schlepper-Geräte-Kombination

$$X = \frac{l_H}{l_V} = \frac{F_V}{F_H} \quad (5)$$

herangezogen.

Eine statistische Analyse von 80 OECD-Berichten ergab in guter Näherung für jede typische Schlepperbauart einen linearen Zusammenhang zwischen Standmoment und Motorleistung. Die Gleichung

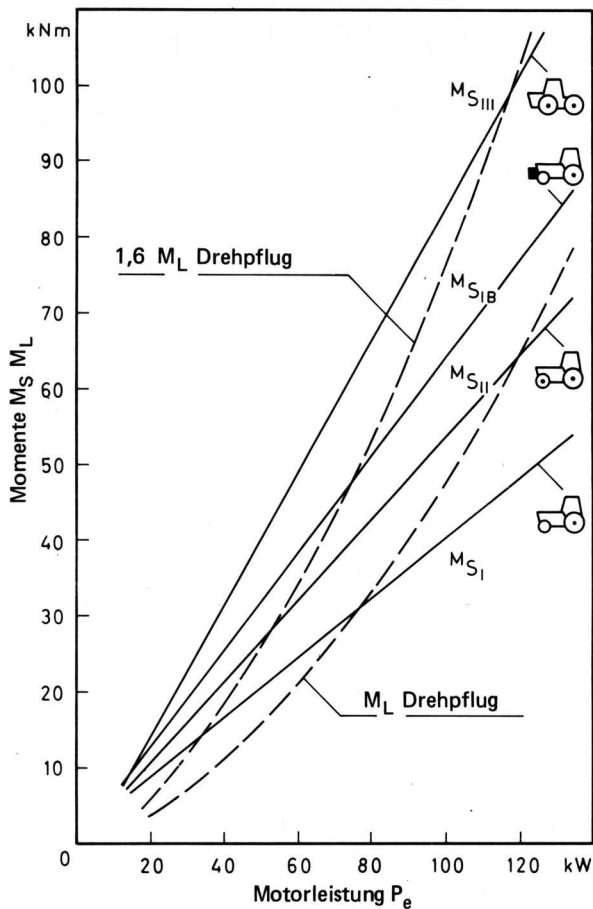


Bild 3. Auftragung von Lastmoment und Standmoment.

--- Lastmoment M_L
 — Standmoment M_S

chungen der in Bild 3 dargestellten Regressionsgeraden mit den dazugehörigen Korrelationskoeffizienten r und mittleren Achslastverteilungen lauten für

Standardschlepper (ohne Ballast und Fahrer)

$$M_{S_I}(P_e) = 1000 \text{ Nm} + 400 \frac{\text{Nm}}{\text{kW}} \cdot P_e \quad (6)$$

$$r_I = 0,915$$

$$X_0 = 0,53 \approx 34,5\% / 65,5\%$$

Standardschlepper mit Allradantrieb

$$M_{S_{II}}(P_e) = 540 \frac{\text{Nm}}{\text{kW}} \cdot P_e \quad (7)$$

$$r_{II} = 0,92$$

$$X_0 = 0,74 \approx 42,5\% / 57,5\%$$

Allradschlepper mit vier gleichgroßen Rädern

$$M_{S_{III}}(P_e) = -3300 \text{ Nm} + 880 \frac{\text{Nm}}{\text{kW}} \cdot P_e \quad (8)$$

$$r_{III} = 0,89$$

$$X_0 = 1,41 \approx 58,5\% / 41,5\%$$

und Standardschlepper mit max. Frontballast (Ballast in den Hinterrädern ändert nicht das Standmoment)

$$M_{S_{IB}}(P_e) = -230 \text{ Nm} + 650 \frac{\text{Nm}}{\text{kW}} \cdot P_e \quad (9)$$

$$r_{IB} = 0,975$$

P_e ist jeweils in kW einzusetzen; die Gleichungen gelten für einen Leistungsbereich $P_e = 20 \dots 120 \text{ kW}$.

Beispielhaft für viele Großgeräte wird diesen Standmomenten die Lastmomentenfunktion von Anbaudrehpflügen gegenübergestellt. Die Auswertung von Herstellerangaben ergibt für die Gerätemasse in Abhängigkeit von der Schleppermotorleistung

$$m_H(P_e) = 0,024 \frac{\text{kg}}{\text{kW}^2} P_e^2 + 15 \frac{\text{kg}}{\text{kW}} P_e - 67 \text{ kg} \quad (10)$$

und für den Schwerpunktabstand von der Hinterachse – in Übereinstimmung mit [10] –

$$c(m_H) = 0,25 \text{ m} + \left(\sqrt{\frac{m_H}{500 \text{ kg}}} - 0,4375 \right) m + t \quad (11).$$

t ist der Abstand zwischen Koppellebene und Hinterachse. Er beträgt 0,96 m für Kraftheber der Größe 2 und 1,1 m für solche der Größe 3 (DIN 9674).

Das Lastmoment resultiert damit zu

$$M_L(P_e) = \left(0,024 \frac{\text{kg}}{\text{kW}^2} P_e^2 + 15 \frac{\text{kg}}{\text{kW}} P_e - 67 \text{ kg} \right) \cdot g \cdot \left\{ 0,25 \text{ m} + \left(\sqrt{\frac{0,024 \frac{\text{kg}}{\text{kW}^2} P_e^2 + 15 \frac{\text{kg}}{\text{kW}} P_e - 67 \text{ kg}}{500 \text{ kg}}} - 0,4375 \right) m + t \right\} \quad (12).$$

Gl. (12) in Bild 3 eingetragen, schneidet die Gerade für das Standmoment des unballastierten Standardschleppers bei 75 kW; die Vorderachse ist damit vollständig entlastet. Dem Vorschlag von [10] folgend, ist zusätzlich noch ein 60 %iger Sicherheitszuschlag zum Lastmoment zu berücksichtigen.

Bild 3 zeigt somit, daß Schlepper-Geräte-Kombinationen mit verschiedener Motorleistung nicht geometrisch ähnlich sind. Der von den Geräteherstellern angegebene Motor- oder Zugleistungsbedarf genügt also keineswegs zur Auswahl eines besonders unter dem Gesichtspunkt der Fahrsicherheit passenden Schleppers.

4. Dynamische Radlasten

Bekanntlich regen die Fahrbahnunebenheiten den Schlepper insgesamt zu Schwingungen an. Hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf den Fahrkomfort sind diese Schwingungen in vielen Arbeiten untersucht worden [9, 11, 12]; die Erkenntnis ihrer Bedeutung für die Fahrsicherheit ist jedoch noch wenig verbreitet. In der kraftfahrtechnischen Forschung widmet man sich seit langem dieser Problematik [13, 14].

Die Schwankungen der Radlast, Bild 4, auf deren Bedeutung unter 2. hingewiesen wurde, können in hinreichender Näherung mit einem ebenen Schwingungersatzmodell für die Schlepper-Geräte-Einheit simuliert werden, Bild 5. Solange die Rollachse in der Symmetrieachse des Schleppers liegt, ist die Nickbewegung von den übrigen Bewegungen, die das Fahrzeug als räumliches Gebilde zusätzlich zu denen des ebenen Modells ausführen kann, entkoppelt. Wankbewegungen haben bei vorderer Pendelachse keinen Einfluß auf die für die Lenkbarkeit entscheidenden vorderen Radlasten.

Schlepperrumpf und Anbaugerät werden als ein starrer Körper aufgefaßt. Das ist zulässig, weil Relativbewegungen zwischen Schlepper und Gerät infolge der Nachgiebigkeit des Krafthebers i.a. als von den Schlepperschwingungen entkoppelt gelten können [15]. Lediglich bei impulsförmiger Belastung, wenn ein etwaiges Maximaldruckventil im Hydrauliksystem anspricht, ist eine Beeinflussung der hier diskutierten Freiheitsgrade zu erwarten.

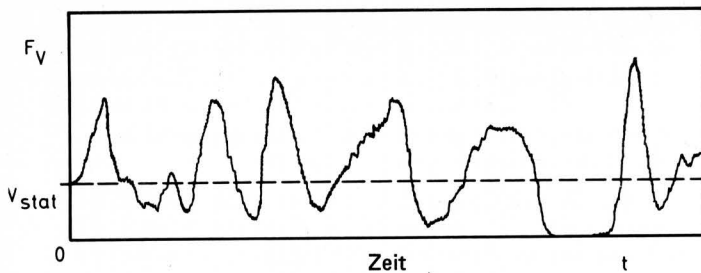


Bild 4. Verlauf der Radlastfunktion während der Fahrt über eine unebene Bahn.

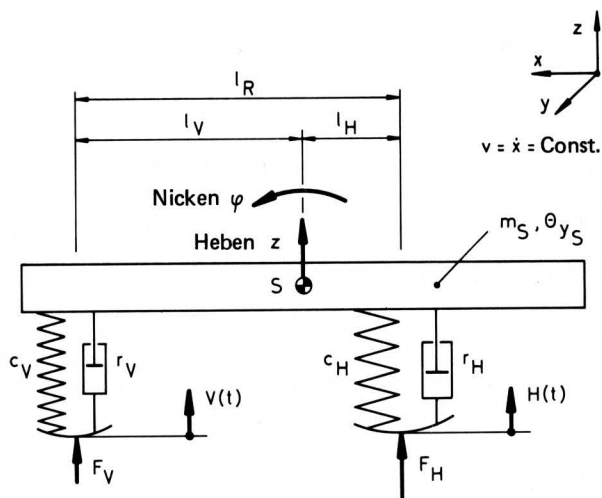


Bild 5. Schwingungersatzmodell für Schlepper und Anbaugerät.

Bei der Systemsimulation wird das im praktischen Fahrbetrieb zu beobachtende zeitweilige Abheben der Vorderräder von der Fahrbahn berücksichtigt. Der Reifen kann die Unebenheiten nur in den Zeitabschnitten abtasten und übertragen, in denen er Bodenkontakt hat [16]. Diese Situation ist, anders formuliert, als eine einseitige Begrenzung des Federwegs am Luftreifen zu betrachten (\rightarrow statische Nichtlinearität).

Genau genommen wird der Schlepper in den Phasen des Abhebens den Gesetzen der Ballistik folgen. Während dieser Zeit wird das Schwingungssystem nicht angeregt. Diese Erscheinung wird durch ein lineares Modell nicht berücksichtigt. Vielmehr werden die Ergebnisse dadurch verfälscht, daß mit Kräften zwischen Reifen und Boden gerechnet wird, obwohl diese gar nicht möglich sind.

Die Rechenschaltung, Bild 6, sieht eine einseitige Begrenzung der Amplituden des Federwegsignals vorn vor. Der Reifen wird folglich in den Abhebephasen stets als unmittelbar über der Straßenkontour schwebend behandelt.

Als Anregungssignal – Simulation der Fahrbahnunebenheiten – wird eine regellose Wegfunktion vorgesehen, deren spektrale Leistungsdichte folgendermaßen mathematisch formuliert werden kann, wenn Ω_0 als Bezugswegfrequenz [17] festgelegt wird:

$$S_{V,H}(\Omega) = S(\Omega_0) \left[\frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w} \quad (13)$$

Der Exponent w hat im Mittel aller natürlichen und künstlichen Fahrbahnen den Zahlenwert 2 [11]. Zum Vergleich sei angeführt, daß w für den OECD-„smooth track“ bei 2,3 liegt [18]. Die entsprechende Leistungsdichte der Geschwindigkeitsfunktion lautet für $w = 2$:

$$S_{\dot{V},\dot{H}}(f) = (2\pi)^2 S(\Omega_0) \left[\frac{1}{\Omega_0} \right]^{-2} v \quad (14)$$

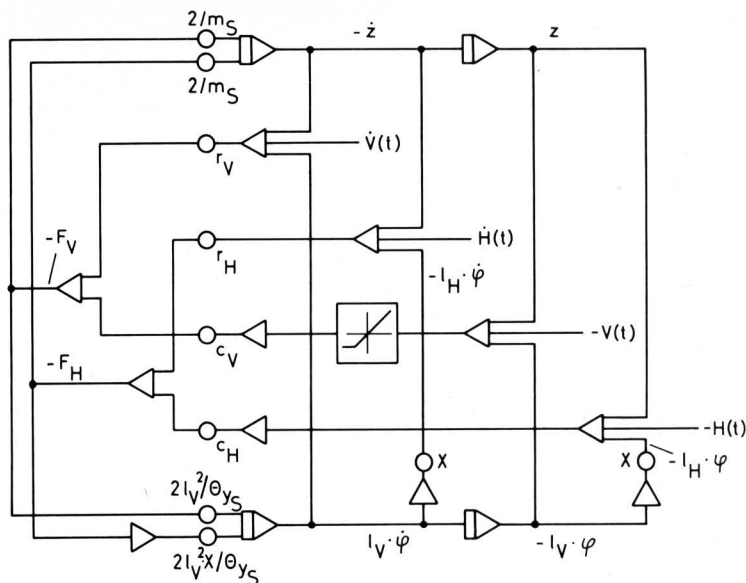


Bild 6. Analoge Rechenschaltung für das Schwingungssystem nach Bild 5.

Man erkennt, daß bei vorgegebenem $S(\Omega_0)$ und bei vorgegebener Fahrgeschwindigkeit v dieses Leistungsspektrum konstant über die Zeitfrequenz verteilt ist. Es kann also ein weißes Rauschen als Geschwindigkeitseingangssignal für die Rechenschaltung verwendet werden. Durch eine obere Frequenzbegrenzung ist die Filtereigenschaft der Reifen berücksichtigt. Die Integration des Geschwindigkeitssignals liefert das ebenfalls benötigte Wegeingangssignal. Ohne allzu große Einschränkung des allgemeinen Falles erhält man auf diese Weise ein einfaches, leicht reproduzierbares Verfahren der Fahrbahnsimulation, wie es auch erfolgreich bei der Ansteuerung eines neueren Straßen-Simulators [19] praktiziert wird. Eine in ihrer Länge variierbare Magnetbandschleife sorgt für die Zeitverschiebung zwischen vorderem und hinterem Anregungssignal, die der Fahrgeschwindigkeit und dem Radstand entsprechend einzustellen ist.

Gemäß dem oben beschriebenen Verfahren ist am Analogrechner die Straßenfahrt eines durchschnittlichen Standardschleppers (Motorleistung 50 kW; Masse 2800 kg) mit verschiedenen Ausstattungsständen nach Tafel 1 simuliert worden; Fahrbahnzustand mittelgut.

Als ein Ergebnis ist der dyn. Radlastfaktor

$$n = \frac{\text{Effektivwert der Radlastschwankung}}{\text{stat. Radlast}}$$

für die Fahrzeuge 1, 4 und 9 in Bild 7 über der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Deutlich sichtbar ist der starke Anstieg des Radlastfaktors vorn für die Schlepper mit Anbaugerät. Die unterschiedlich ausgeprägten Resonanzstellen im mittleren Geschwindigkeitsbereich deuten auf eine mehr oder weniger intensive Kopplung der Hub- und Nickbewegungen hin (vgl. auch [18]).

Setzt man eine Gaußsche Amplitudenverteilung der Radlastschwankung voraus, so besteht bei $n = 1/3$ für 99,73 % aller Amplituden Bodenkontakt.

Bild 8 verdeutlicht nachdrücklich eine klare Abhängigkeit des n -Wertes von der statischen Achslastverteilung X des Gesamtfahrzeugs einschließlich der Anbauten.

Schließlich ist der Einfluß konstruktiver Variationen am Beispiel des Fahrzeugs 8 aufgezeigt, Bild 9. Insbesondere erkennt man die Vorzüge der frontlastigen Ausführung 8.3.

Nr.	Koppelart	Massen			Vorderachslast F _V N	Schwerpunktlage		Achslastverhältnis X	Massenträgheitsmoment Θ _{ys} kg m ²
		m _F kg	m _H kg	m _S kg		l _V mm	l _H mm		
1	—	—	—	2800	9520	1410	740	0,530	2800
2	—	290	—	3090	13240	1210	940	0,775	3800
3	Anbauen	290	458	3540	8320	1640	510	0,315	8150
4	Anbauen	64	458	3320	5480	1790	360	0,201	7230
5	Anbauen	—	458	3370	4780	1840	310	0,175	6480
6	Anbauen	290	650	3740	6930	1740	410	0,233	9800
7	Anbauen	192	650	3640	5670	1810	340	0,189	9280
8*)	Anbauen	97	650	3545	4360	1880	270	0,143	8610
9	Anbauen	290	650	3740	5380	1840	320	0,172	10180
10	Aufsatteln	290	730	3480	11670	1410	740	0,520	3800
11	Aufsatteln	290	730	3510	11480	1430	720	0,504	3800
12	Aufsatteln	160	858	3450	9320	1560	590	0,383	3200
13	Aufsatteln	—	858	3300	7360	1660	490	0,214	2800
14	Aufsatteln	290	858	3580	11180	1470	680	0,471	3800
15	Aufsatteln	290	540	3410	11970	1380	770	0,560	3800

*) 8.1 wie Nr. 8, vorn halbe Reifensteifigkeit
 8.2 wie Nr. 8, Radstand um 30 % auf 2,80 m nach hinten verlängert
 8.3 wie Nr. 8, Fahrwerk bei gleichem Radstand um 0,72 m nach hinten verschoben

Tafel 1. Daten aller untersuchten Fahrzeuge.

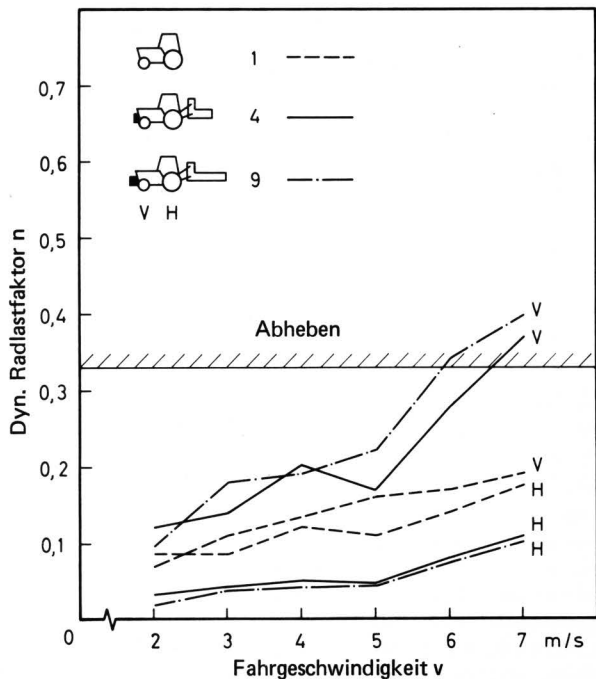


Bild 7. Dyn. Radlastfaktor von drei Fahrzeugen unterschiedlicher Ausrüstung.

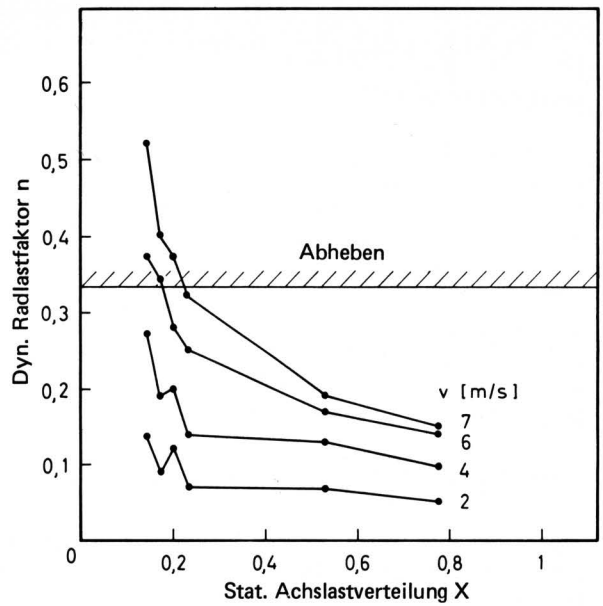


Bild 8. Einfluß der Verteilung der stat. Achslast des Gesamtfahrzeugs auf den dyn. Radlastfaktor vorn.

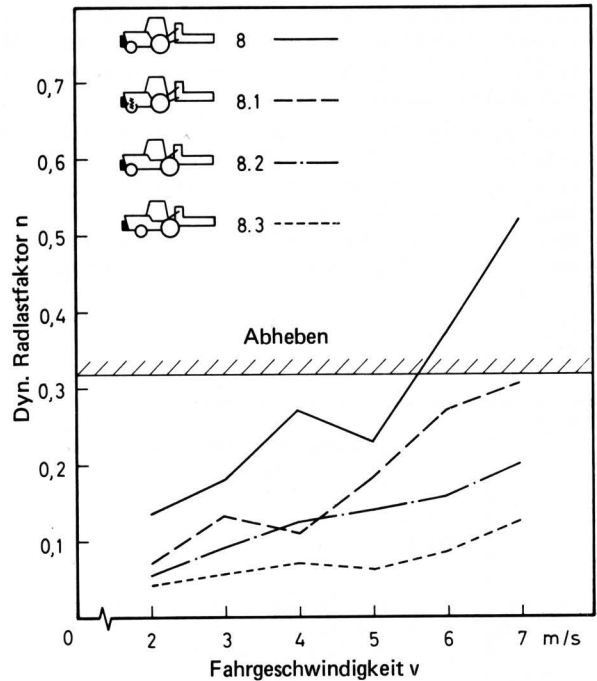


Bild 9. Einfluß konstruktiver Varianten des Fahrzeugs Nr. 8 auf den dyn. Radlastfaktor vorn.

8.1 wie Nr. 8, vorn halbe Reifensteifigkeit
 8.2 wie Nr. 8, Radstand um 30 % auf 2,80 m nach hinten verlängert
 8.3 wie Nr. 8, Fahrwerk bei gleichem Radstand um 0,72 m nach hinten verschoben

5. Anwendung der herkömmlichen Kriterien für Lenksicherheit

Wie bereits unter 2. angedeutet, werden bei der üblichen Berechnung Mindestvorderachslasten und damit zulässige Lastmomente für den Schlepper festgelegt.

Formel von Meyer [20]:

$$F_V \geq 0,25 \frac{m_T \cdot g}{l_R}, \quad l_R \text{ [m]} \quad (15),$$

$$M_L \leq m_T \cdot g \cdot l_R \left(\frac{X_0}{1+X_0} - 0,25 \text{ m} \right) \quad (16).$$

Ladepritschenformel:

$$F_V \geq 0,2 m_T \cdot g \quad (17),$$

$$M_L \leq m_T \cdot g \cdot l_R \left(\frac{X_0}{1+X_0} - 0,2 \right) \quad (18).$$

Angabe eines Schlepperherstellers in USA:

$$F_V \geq (0,375 \dots 0,565) m_T \cdot g \frac{X_0}{1+X_0} \quad (19).$$

(Die kleineren Werte gelten für den Einsatz im Flachland, die größeren für den Einsatz in bergigem Gelände).

$$M_L \leq m_T \cdot g \cdot l_R \frac{X_0}{1+X_0} (1 - 0,375 \dots 0,565) \quad (20).$$

Allen diesen Formeln haftet der Nachteil an, daß sie am Schlepper allein orientiert sind und die tatsächlich zu lenkende Gesamtmasse nicht berücksichtigen.

Gänzlich unberücksichtigt bleibt die Dynamik des Fahrzeugs, die – wie schon angesprochen – stark vom jeweiligen Ausrüstungszustand und der daraus resultierenden Achslastverteilung abhängt.

Die Auftragung des dyn. Radlastfaktors über der statischen Vorderachslast in **Bild 10** zeigt anschaulich, daß andere als die bisher berücksichtigten Kriterien zur Auslegung des Gesamtsystems Schlepper-Gerät herangezogen werden müssen.

Fahrzeug 9 ist gemäß der Ladepritschenformel ausgerüstet, während Fahrzeug 4 der Vorschrift für bergiges Gelände in USA (US-Hang) entspricht. Selbst die in der Praxis kaum fahrbare Kombination Nr. 8 übertrifft die Forderungen nach Meyer und für den Einsatz in der Ebene in USA (US-Flachland) noch bei weitem. In allen drei Fällen ist jedoch ein mehr oder weniger starkes Abheben der Vorderräder festzustellen. Dabei sind Anfahrvorgänge und Fahrbahnsteigungen noch nicht berücksichtigt.

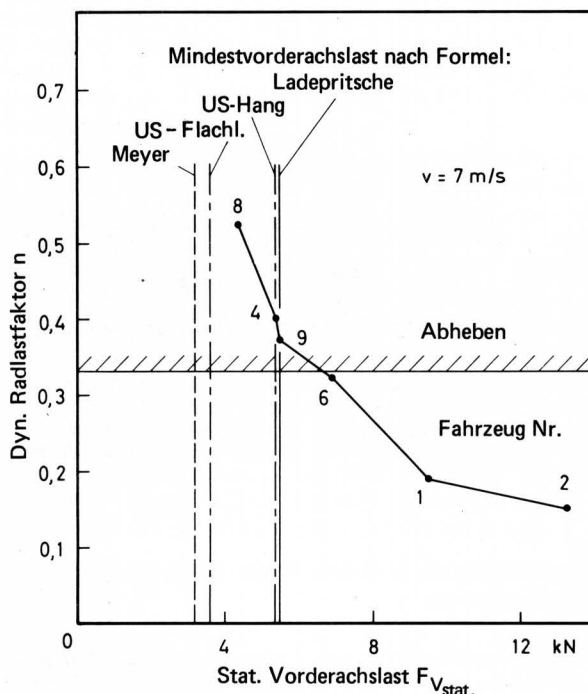


Bild 10. Erfüllung herkömmlicher Stabilitätskriterien sichert nicht die Lenkfähigkeit der Fahrzeuge 9, 4 und 8.

6. Experimentelle Ermittlung der dynamischen Vorderachslasten

Einer genauen Berechnung der Radlastschwankungen sind naturgemäß Grenzen gesetzt. Man hat daher schon früh versucht, Meßverfahren für eine experimentelle Bestimmung der Radlasten zu entwickeln.

Die ältesten bekannt gewordenen Meßverfahren sind Bodenkraftmessungen [21, 22]. Die sich ständig weiterentwickelnde Meßtechnik brachte bis heute eine Vielzahl von Verfahren hervor, die überwiegend für den Pkw- und Lkw-Bereich konzipiert wurden und bei der Ermittlung von Fahrbahn- und Reifenbeanspruchungen Anwendung fanden [23 bis 29].

Für die Messung der (vertikalen) dynamischen Achslasten am Schlepper ließ sich keines der im Schrifttum angeführten Meßverfahren realisieren, die teils konstruktiv und meßtechnisch zu aufwendig, und zum anderen für ungefederte geländegängige Fahrzeuge nicht geeignet erschienen. Aus diesen Gründen war es notwendig, einen Weg zu finden, der der gestellten Meßaufgabe gerecht wurde. Dies gelang durch ein Verfahren, das ähnlich demjenigen von *Kotitschke* [21] auf der Messung von Achsbeschleunigungen beruht. Es gilt gemäß Bild 5 für das ebene Schwingungsmodell [7]:

$$F_{V \text{ dyn}} = \left[m_s \left(\frac{l_H}{l_R} \right)^2 + \frac{\Theta_{y_s}}{l_V \cdot l_R} \left(1 - \frac{l_H}{l_R} \right) \right] \cdot \ddot{z}_V + \left[\left(m_s - \frac{\Theta_{y_s}}{l_V \cdot l_H} \right) \frac{l_V \cdot l_H}{l_R^2} \right] \cdot \ddot{z}_H \quad (21)$$

$$F_{H \text{ dyn}} = \left[m_s \left(\frac{l_V}{l_R} \right)^2 + \frac{\Theta_{y_s}}{l_H \cdot l_R} \left(1 - \frac{l_V}{l_R} \right) \right] \cdot \ddot{z}_H + \left[\left(m_s - \frac{\Theta_{y_s}}{l_V \cdot l_H} \right) \frac{l_V \cdot l_H}{l_R^2} \right] \cdot \ddot{z}_V \quad (22).$$

Die Gln. (21) und (22) sind i.a. gekoppelt. Die für die Kopplungsintensität maßgebliche Lehrsche "Koppelmasse" [30]

$$m_K = m_s - \frac{\Theta_{y_s}}{l_V \cdot l_H} \quad (23)$$

ist bei Schleppern mit Anbauten stets negativ. Wenn die Beschleunigungen vorn und hinten verschiedene Vorzeichen haben, also im Fall des Nickens, werden die dynamischen Achslasten nach Gl. (21) und (22) große Beträge annehmen.

Im Experiment ist zur Bestimmung einer Achslast die Messung der Beschleunigungen über beiden Achsen notwendig. Ferner sind die Masse m_s , das Massenträgheitsmoment Θ_{y_s} und die Schwerpunktabstände l_V und l_H des Fahrzeugs experimentell zu ermitteln.

Die während der Versuchsfahrten gemessenen Achsbeschleunigungen werden frequenzmoduliert und nach dem Frequenzmultiplex-Verfahren auf Magnetband gespeichert. Um hochfrequente Störsignale aus den Meßsignalen auszufiltern, befindet sich am Ausgang der Meßverstärker ein Tiefpaß. Im Anschluß an die Meßfahrten werden die bandgespeicherten Signale demoduliert und einer analogen Rechenschaltung gemäß Gl. (21) zugeführt. Am Ausgang der Rechenschaltung liegt das normierte Meßsignal der dynamischen Vorderachslasten vor, **Bild 11**. Wegen des stochastischen Charakters der Signale ist die anschließende Auswertung zum Zweck einer Datenreduktion nur mit Hilfe statistischer Methoden möglich [16, 31, 32].

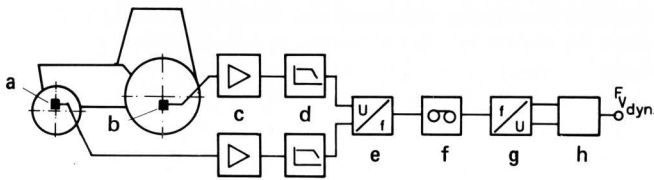


Bild 11. Blockschaltbild der Meßkette zur experimentellen Ermittlung der dynamischen Vorderachslast.

- a Beschleunigungsaufnehmer vorn
- b Beschleunigungsaufnehmer hinten
- c Ladungsverstärker
- d Ausgangsfilter $f_G = 28 \text{ Hz}$
- e Modulator
- f Bandgerät
- g Demodulator
- h analoge Rechenschaltung

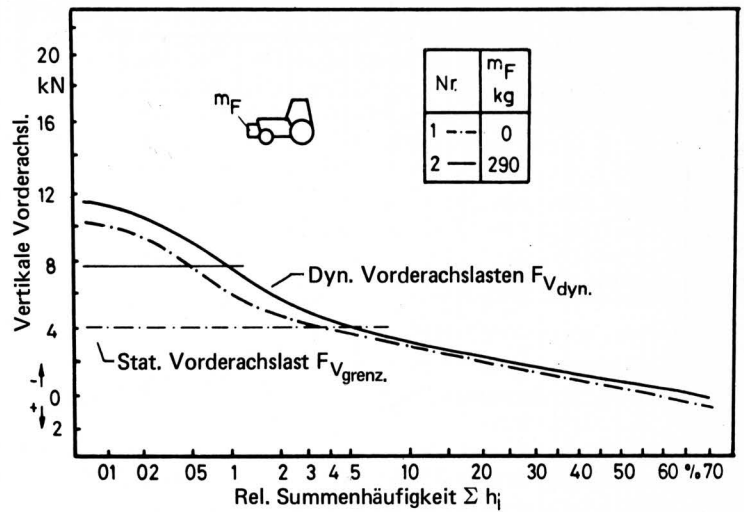


Bild 12. Relative Summenhäufigkeit der Vorderachslasten. Einfluß von Frontballast am Leerschlepper.

7. Meßergebnisse

Für die Untersuchung der dynamischen Radlaständerungen an der Vorderachse unter Berücksichtigung der Koppelart zwischen Schlepper und Gerät (Anbauen oder Aufsatteln des Heckgerätes) waren eine Reihe von Fahrversuchen notwendig. Eine Übersicht der gewählten Parameter ist in Tafel 1 zusammengefaßt.

Die Versuchsfahrbahn hat eine Länge von 276 m und läßt sich charakterisieren als ein bituminöser Belag über Basaltpflaster mit zahlreichen Flickstellen und Frostaufbrüchen. Jeder Versuch wurde dreimal in jeder Fahrtrichtung durchgeführt. Hieraus ergaben sich total 135 Meßfahrten.

7.1 Amplitudenverteilung der dynamischen Vorderachslasten

Die Beanspruchung der Fahrzeugreifen hängt, abgesehen von den Horizontalkräften, in erster Linie von der jeweils wirkenden vertikalen Gesamtkraft ab, die sich aus der statischen Last $F_{V_{stat}}$ und den durch die Fahrbahnebenheiten hervorgerufenen Radlastschwankungen $F_{V_{dyn}}$ zusammensetzt.

$$F_{V_{ges}} = F_{V_{stat}} + F_{V_{dyn}} \quad (24)$$

Nach Abzug der erforderlichen Vorderachslast, z.B. $F_{V_{erf}}$ aus der Ladepritschenformel Gl. (17), von der vorhandenen statischen Vorderachslast $F_{V_{stat}}$ erhält man für den jeweils zu untersuchenden Zustand einen Grenzwert für die Entlastung der Vorderachse

$$F_{V_{grenz}} = F_{V_{stat}} - F_{V_{erf}} \quad (25)$$

Wird dieser Grenzwert $F_{V_{grenz}}$ überschritten, so ist die Mindestvorderachslast nach der Ladepritschenformel unterschritten. Die in Bild 12 bis 15 angeführten Ergebnisse zeigen, mit welcher relativen Summenhäufigkeit Σh_i diese Unterschreitung gegeben war. Bei den Fahrversuchen mit angebautem Heckgerät (Bild 13, 14) zeigen sich derart große Häufigkeiten für die Überschreitung der zulässigen Vorderachsentlastung, daß selbst eine Lenksicherheit im Sinne der Ladepritschenformel für die heute vorherrschende Kombination Schlepper-Gerät nicht mehr gegeben ist. Sehr eindrücklich hat sich bei allen untersuchten Konfigurationen (Nr. 1 ... 15) die Bedeutung von Frontgewichten für die Lenksicherheit gezeigt (Bilder 12 bis 15). Dies ist nicht nur bei angebautem oder aufgesatteltem Heckgerät der Fall, sondern auch bei Leerfahrten ohne Heckgerät. Für die heutige Schlepperkonstruktion hat dies zur Folge, daß der Standardschlepper mit pendelnd gelagerter Vorderachse mit mehr Frontballast auszurüsten ist.

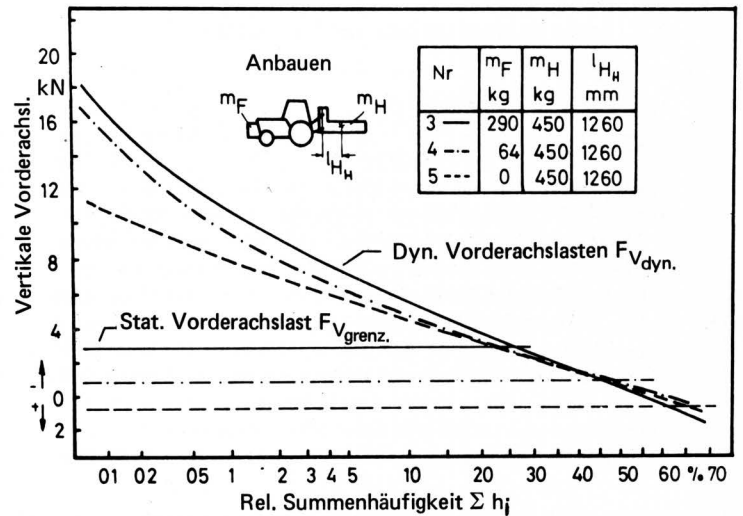


Bild 13. Relative Summenhäufigkeit der Vorderachslasten. Einfluß von Frontballast bei konstantem Heckanbau.

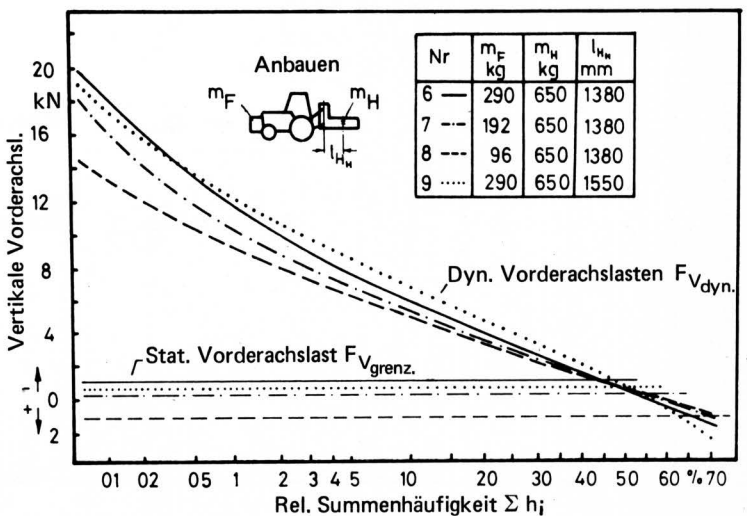


Bild 14. Relative Summenhäufigkeit der Vorderachslasten. Variation von Frontballast und Schwerpunktabstand des Heckanbaus.

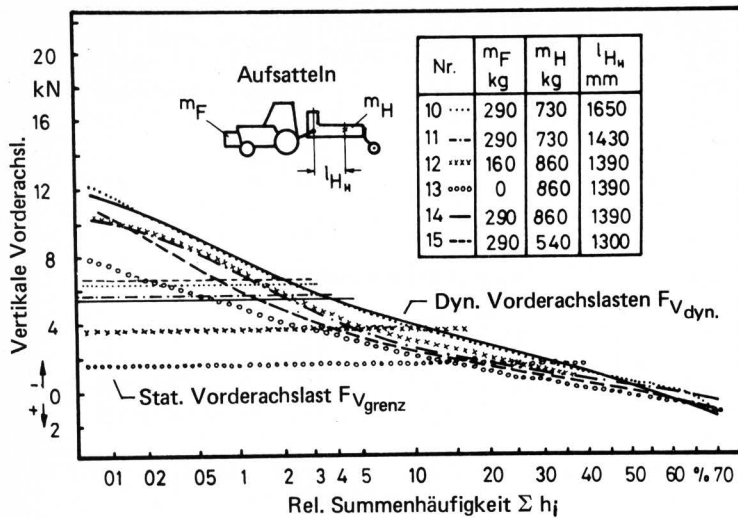


Bild 15. Relative Summenhäufigkeit der Vorderachslasten. Aufgesatteltes Heckgerät.

7.2 Spektrale Leistungsdichte der dynamischen Vorderachslasten

Um über die frequenzabhängige Zusammensetzung der dynamischen Vorderachslasten eine Aussage treffen zu können, ist es notwendig, diese mit der spektralen Leistungsdichte zu untersuchen. Die spektrale Leistungsdichte gibt die gesamte Leistung eines zeitabhängigen Vorgangs über den Frequenzbereich verteilt wieder [33]. Wird das Fahrzeug in der Nähe einer Eigenfrequenz angeregt, so treten wegen des schwach gedämpften Schwingungssystems sehr große dynamische Vorderachslasten auf. Das Schwingungsverhalten des Schleppers mit angebautes Gerät unterscheidet sich in Frequenz und Amplitude von dem mit aufgesatteltem und ohne Gerät recht deutlich. So verschiebt sich die Resonanzfrequenz von 3,5 Hz nach 1,5 Hz, während der Maximalwert der spektralen Leistungsdichte von 10 kN^2/Hz auf 75 kN^2/Hz steigt, Bild 16. Diese extrem unterschiedlichen Resonanzfrequenzen und Amplituden-

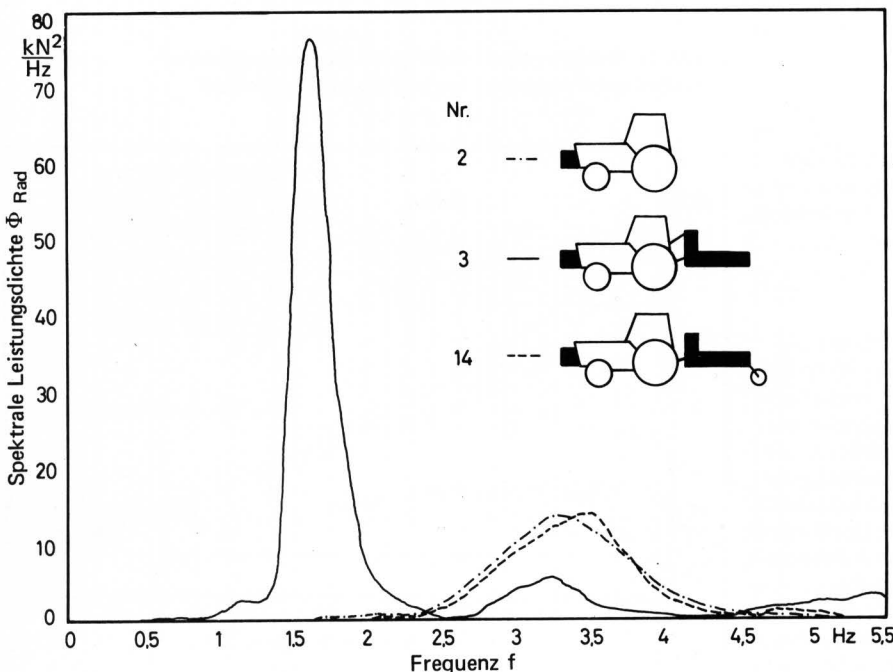


Bild 16. Spektrale Leistungsdichte der dynamischen Vorderachslasten des Schleppers bei verschiedenen Ausrüstungszuständen.

werte der dynamischen Achslasten sind charakteristisch für ungefederte Nutzfahrzeuge. Wird ein schweres Anbaugerät mit großem Trägheitsmoment für den Straßentransport aufgesattel, so ergibt sich eine deutliche Beruhigung der Vorderachsschwingungen.

8. Zusammenfassung

Ähnlichkeitsgesetze auf statistischer Basis deuten darauf hin, daß die Zuordnung von Schlepper und Gerät nicht mehr allein nach arbeitstechnischen Gesichtspunkten erfolgen darf. Insbesondere bei großen Standardschleppern kann ein schweres Anbaugerät, das an die Zugleistung und an die Hubkraft des Krafthebers angepaßt ist, im ausgehobenen Zustand eine unzulässige Vorderachsentlastung herbeiführen.

Die bekannten Kriterien für "Lenksicherheit" schreiben eine Mindestvorderachslast in Abhängigkeit von Kenngrößen des Schleppers allein vor. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit werden aber Geradeauslauf und Lenkbarkeit weniger von den statischen Radlasten des Schleppers beeinflusst, als vielmehr durch das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems bestimmt; die dynamischen Radlasten gewinnen an Bedeutung.

Die Systemsimulation am Analogrechner ergibt für die Lenkachse eines 50 kW-Standardschleppers mit verschiedenen Heckanbauten und variiertes Frontballastierung eine eindeutige Abhängigkeit des dynamischen Radlastfaktors von der statischen Achslastverteilung des Gesamtfahrzeugs.

Eine frontlastige Auslegung erweist sich als günstig (Bild 9). Hier wird die Problematik beim Entwurf des Standardschleppers deutlich. Ohne Vorderradantrieb muß er unter dem Gesichtspunkt der Zugkraftentwicklung stark hecklastig konzipiert werden. Generell steigt der dynamische Radlastfaktor mit der Fahrgeschwindigkeit. Durch Maßnahmen, die zu einer spürbaren Reduzierung der Schwingungsbelastung des Fahrers führen – z.B. gefederte Kabinen [34] –, muß zukünftig mit höheren effektiven Fahrgeschwindigkeiten gerechnet werden. Infolgedessen ist eine Verschärfung des Problems der Lenksicherheit zu erwarten.

Im Rahmen der Untersuchung durchgeführte Meßfahrten zeigen die gleiche Gesetzmäßigkeit. Die nach einem neuen Verfahren ermittelten stochastischen Radlastfunktionen werden ausgewertet hinsichtlich

- Amplitudenverteilung der Radlastschwankungen und
- spektraler Leistungsdichte der Radlastschwankungen an der Lenkachse.

Inwieweit die Ergebnisse als Entscheidungshilfe zur allgemeinen Beurteilung der Lenksicherheit von Schlepper-Geräte-Kombinationen geeignet sind, werden zukünftige fahrdynamische Untersuchungen belegen. Insbesondere ist der Zusammenhang zwischen der vorhandenen Radlast und den Fahrzeugreaktionen auf verschiedene Fahrmanöver aufzuzeigen.

Die oben referierten Erkenntnisse werden im Hinblick auf die Abfassung des ISO-Kodierungssystems zur Diskussion gestellt. Für die weiteren Untersuchungen müssen Kenngrößen unterschiedlicher Anbaugeräte, Kraftheber und Lenkanlagen ermittelt werden – mit dem Ziel, ein genügend sicheres Fahrverhalten der landwirtschaftlichen Fahrzeuge zu gewährleisten.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] -: Landwirtschaft der Zukunft. KTBL-Manuskriptdruck 33 a, Darmstadt-Kranichstein 1973.
- [2] Neumann, J.: Strukturwandlungen der Landwirtschaft und einige Auswirkungen auf Motorisierung und Mechanisierung. Grndl. Landtechnik Bd. 25 (1975) Nr. 1, S. 1/6.
- [3] Sommer, C.: Über die Verdichtungsempfindlichkeit von Ackerböden. Grndl. Landtechnik Bd. 26 (1976) Nr. 1, S. 14/23.
- [4] Richter, K.: Lenkeigenschaften von Traktoren bei Straßenfahrt unter Berücksichtigung von Anbaugeräten. Vortrag VDI-Tagung Landtechnik, München 1976.
- [5] Krause, R.: Die Zuordnung von Schlepper und Pflug. Grndl. Landtechnik Bd. 16 (1966) Nr. 6, S. 229/35.
- [6] Habarta, F.: Determination in relation to safety of operation of the minimal load on the front steering axle of a tractor with implements attached. J. agric. Engng. Res. Bd. 16 (1971) S. 126/40.
- [7] Ulrich, A.: Einfluß der Koppelart von Geräten auf das Lenkverhalten von Ackerschleppern. Diplomarbeit TU Berlin 1977.
- [8] Richtlinie 75/321/EWG des Rates der EG.
- [9] Köpper, R.: Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts geländegängiger Fahrzeuge und seine Verwirklichung durch aktive Federung. Diss. TU Berlin 1973.
- [10] Scherer, L. u. W. Hüneke: Die Normung der Leistung der Dreipunkt-Hydraulik und ihre Bedeutung für Schlepper-Gerät. Landt. Forschung Bd. 19 (1971) H. 2, S. 45/50.
- [11] Wendeborn, J.O.: Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 8. Düsseldorf: VDI-Verlag 1968.
- [12] Owzar, A.: Ein Beitrag zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von ungefederten luftbereiften Fahrzeugen. Diss. TU Berlin 1975.
- [13] Lampe, K.: Der Einfluß der Dämpfung auf die Bodenhaftung von Kraftfahrzeugrädern. VDI-Z. Bd. 95 (1953) Nr. 34, S. 1151/58.
- [14] Goes, F.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Beurteilung der Wirkung von Schwingungsdämpfern im Kraftfahrzeug. Diss. TH Braunschweig 1963.
- [15] Crolla, D.A.: Effect of cultivation implements on tractor ride vibration and implications for implement control. J. agric. Engng. Res. Bd. 21 (1976) S. 247/61.
- [16] • Fabian, L.: Zufallschwingungen und ihre Behandlung. Berlin/Heidelberg: Springer 1973.
- [17] • Buschnann, H. u. P. Koessler: Taschenbuch für den Kraftfahrzeugingenieur. Stuttgart: Deutsche Verlagsanstalt 1976.
- [18] Schrottmair, J.: Schutz des Menschen vor vertikalen Schwingungen bei Traktoren und Motorkarren. Forschungsberichte der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landw. Maschinen und Geräte, Wieselburg, Heft 3 (1974).
- [19] Verschoore, R.: Neuere Ergebnisse bei Schwingungsuntersuchungen an einem Straßen-Simulator. ATZ Bd. 79 (1977) 7/8, S. 311/13.
- [20] Meyer, H.: Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper. Landt. Forschung Bd. 6 (1956) S. 39/42.
- [21] Kotitschke, J.: Die dynamischen Radlasten von Kraftfahrzeugen, ihre Messungen und ihre Einflußfaktoren. Diss. TH Aachen 1957.
- [22] Norman u. Hopkins: Weighing vehicles in motion. US-Highway Research Board, Bulletin 50, Washington 1952.
- [23] Coenberg, H.H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern Teil I und II, Landt. Forschung Bd. 12 (1962) H. 1, S. 7/12 und H. 2, S. 33/39.
- [24] Coenberg, H.H.: Das "äußere" Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten Teil I und II. Landt. Forschung Bd. 12 (1962) H. 6, S. 157/65 und Bd. 13 (1963) H. 1, S. 1/10.
- [25] Bode, O.: Vergleich verschiedener Verfahren zur Feststellung der dynamischen Radlast. Deutsche Kraftfahrzeugforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 131, Düsseldorf: VDI-Verlag 1959.
- [26] Mitschke, M.: Bestimmung der Radlastschwankungen bei Pkw- und Lkw-Reifen mittels eines kapazitiven Gebers mit Innenelektrode. Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Heft 165, Düsseldorf: VDI-Verlag 1974.
- [27] Bomhard, F.J. v.: Verfahren zur Messung der dynamischen Radlasten beim Kraftwagen. Diss. TU München 1956.
- [28] Gerresheim, M.: Eine neue 5-Komponenten-Meßnabe zur Ermittlung der an Kfz-Reifen wirkenden Kräfte und Momente. Automobil-Industrie 2/72.
- [29] Weber, R., G. Fritz u. W. Fritz: Eine Meßnabe für 5 Freiheitsgrade und einen großen Anwendungsbereich. Automobil-Industrie 4/72.
- [30] Lehr, E.: Die Berechnung der Kraftwagenfederung auf schwingungstechnischer Grundlage. ATZ Bd. 40 (1937) H. 16, S. 401/14.
- [31] • Ehrenstrasser, G.: Stochastische Signale und ihre Anwendung. Heidelberg: Hüthig 1974.
- [32] Bobbert, G. u. E.-A. Winkelholz: Auswertung von Fahrzeugschwingungen auf statistische Weise. ATZ Bd. 64 (1962) Nr. 12, S. 366/67.
- [33] Paul, W., R. Möller u. H.D. Wiemann: Auswertung von stochastischen Signalen. Teil I und II. Grndl. Landtechnik Bd. 23 (1973) Nr. 6, S. 177/86.
- [34] Kauß, W.: Grundlegende Untersuchungen über Kabinenfederungen. Diplomarbeit TU Berlin 1976.